

Japanese Laid-Open Publication No. 56-20960, February 27, 1980.

In an air-conditioning machine using a vapor-compression refrigeration cycle, a refrigerating unit cools a coolant of a main refrigeration cycle.

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56—20960

⑬ Int. Cl.³
F 25 B 1/00

識別記号

庁内整理番号
6754—3L

⑭ 公開 昭和56年(1981)2月27日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 8 頁)

⑮ 蒸気圧縮式冷凍装置

番地三菱重工業株式会社名古屋
機器製作所内

⑯ 特 願 昭54—96674

⑰ 発 明 者 渡部真

⑱ 出 願 昭54(1979)7月31日

名古屋市中村区岩塚町字高道1
番地三菱重工業株式会社名古屋
機器製作所内

⑲ 発 明 者 沼田隆一

⑳ 出 願 人 三菱重工業株式会社

名古屋市中村区岩塚町字高道1
番地三菱重工業株式会社名古屋
機器製作所内

東京都千代田区丸の内2丁目5
番1号

㉑ 発 明 者 山下敏雄

㉒ 復 代 理 人 弁理士 岡本重文 外2名

名古屋市中村区岩塚町字高道1

明 細 書

1. [発明の名称] 蒸気圧縮式冷凍装置

2. [特許請求の範囲]

冷媒の潜熱を利用する蒸気圧縮式冷凍装置において、凝縮器と絞り装置との間の液冷媒配管に同配管中の液冷媒と熱交換して同液冷媒を冷却する冷凍装置を設けたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍装置。

3. [発明の詳細な説明]

本発明は冷媒の潜熱を利用する蒸気圧縮式冷凍装置に関するものである。

従来の蒸気圧縮式冷凍装置の冷媒回路を第1図により説明すると、(a)が圧縮機、(b)が凝縮器、(c)が絞り装置、(d)が蒸発器で、圧縮機(a)を出た高温高压の冷媒ガスが凝縮器(b)を通るとき放熱して凝縮液化し、液冷媒になって、絞り装置(c)に入る。またことで減圧された冷媒が蒸発器(d)を通るとき周囲から熱を奪って蒸発気化し、圧縮機(a)に戻つて、冷凍サイクルを完了するようになっている。

第2図が上記冷媒回路のモリエール線図で、圧縮機(a)での入力が $(i_2 - i_1)$ に冷媒循環量をかけた値、蒸発器(d)を通るとき周囲から奪う熱量が $(i_2 - i_1)$ に冷媒循環量をかけた値である。従つてこの場合の成績係数は $\frac{i_2 - i_1}{i_2 - i_1}$ になる。一般にこの値は、空気調和機においては2よりも大きな値になるのが、また冷凍食品や乳製品を貯蔵するための冷凍装置においては2よりも小さな値になるのが通常である。特に冷凍食品を貯蔵する冷凍装置のように低い温度で使用する場合には、この成績係数が1またはそれ以下の値に低下してしまう。この成績係数を向上させるために提案されたのが、第3図に示す冷媒回路である。この冷媒回路では、圧縮機(a)を出た高温高压の冷媒ガスが凝縮器(b)を通るとき放熱して凝縮液化し、液冷媒になって、気液熱交換器(e)に至り、ここを通る吸入ガスに熱を奪われて、絞り装置(c)に戻る。またことで減圧された冷媒が蒸発器(d)を通るとき周囲から熱を奪い、蒸発気化して、気液熱交換器(e)に入る。こ

ではさきに述べたように凝縮器(1)から絞り装置(2)に向う液冷媒から熱を奪つて、加熱され、圧縮機(3)に戻つて、冷凍サイクルを完了するようになっている。第4図が上記冷凍回路のモリエール線図で、圧縮機(3)での入力(15-13)に冷媒循環量をかけた値、蒸発器(4)を通るとき周囲から奪う熱量が(12-14)に冷媒循環量をかけた値である。また気液熱交換器(5)において液冷媒が失う熱量は、蒸発器(4)を出たガス冷媒が得る熱量に等しい。しかも前者の液冷媒が失う熱量は、(12-14)に冷媒循環量をかけた値、後者のガス冷媒が得る熱量は、(15-12)に冷媒循環量をかけた値である。このことにより、蒸発器(4)を通るとき周囲から奪う熱量である(12-14)に冷媒循環量をかけた値は、(15-12)に冷媒循環量をかけた値に等しい。従つてこの場合の成績係数は $\frac{12-14}{15-13}$ になる。圧縮機(3)の入力は、蒸発圧力が同じであるときは、圧縮機(3)に吸入される冷媒のエンタルピの大小によつてあまり変化しない。そのため第3図の冷媒

(13)

回路は、第1図の冷媒回路に比べると成績係数が向上する。しかしながら気液熱交換器(5)において熱交換可能なのは、最大でも吸入ガスの温度が凝縮器(1)から気液熱交換器(5)に向う液冷媒の温度に上昇するまでの熱量であり、気液熱交換器(5)による成績係数の向上には限界があつた。また吸入ガスの過熱度を大きくすると、圧縮機(3)の吐出ガス温度が高くなりすぎ、圧縮機(3)の軸受部の潤滑に使用している油の劣化を招いて、圧縮機(3)を損傷する恐れがあるので、吸入ガスの温度を無制限に高くすることができないという問題があつた。

なお前記第1図及び第3図に示した冷媒回路での理論成績係数は、冷媒にR502を使用した場合次の通りになる。ここでは蒸発圧力飽和温度に45℃をとり、蒸発圧力飽和温度に-45℃をとることとする。また凝縮器(1)を出た冷媒の過冷却度を3 degとする。その場合、第1図の冷媒回路では、絞り装置(2)の入口部における液冷媒の温度が42℃になる。さらに蒸発器(4)の出口部にお

(14)

るガス冷媒の過熱度を5 degとして考えると、蒸発器(4)の出口部におけるガス冷媒の温度が-35℃になる。この場合、第2図のモリエール線図において、

$$i_1 = 112.46 \text{ kcal/kg}$$

$$i_2 = 131.35 \text{ kcal/kg}$$

$$i_3 = 143.35 \text{ kcal/kg}$$

になる。従つてこの場合の成績係数(η₁)は、

$$\eta_1 = \frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_1} = \frac{131.35 - 112.46}{143.35 - 131.35} = 1.574$$

である。

また第3図の冷媒回路において、ガス冷媒が気液熱交換器(5)により20℃まで加熱されるものとする。第4図のモリエール線図において、

$$i_5 = 139.95 \text{ kcal/kg}$$

$$i_6 = 155.25 \text{ kcal/kg}$$

になる。従つてこの場合の成績係数(η₂)は、

$$\eta_2 = \frac{i_5 - i_1}{i_6 - i_1} = \frac{139.95 - 112.46}{155.25 - 139.95} = 1.797$$

(15)

である。

本発明は前記の問題点に対処するもので、冷媒の潜熱を利用する蒸気圧縮式冷凍装置において、凝縮器と絞り装置との間の液冷媒配管に同配管中の液冷媒と熱交換して同液冷媒を冷却する冷凍装置を設けたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍装置に係り、その目的とする処は、吸入ガスの温度を高くせずに成績係数を向上させることができる蒸気圧縮式冷凍装置を供する点にある。

次に本発明の蒸気圧縮式冷凍装置を第5図に示す一実施例により説明すると、(1)が主圧縮機、(2)が凝縮器、(3)が熱交換器、(4)が絞り装置、(5)が蒸発器で、これらの主圧縮機(1)と凝縮器(2)と熱交換器(3)と絞り装置(4)と蒸発器(5)とが主冷媒回路が構成されている。また(6)が副圧縮機、(7)が凝縮器、(8)が絞り装置で、上記熱交換器(3)とこれらの副圧縮機(6)と凝縮器(7)と絞り装置(8)とで副冷媒回路が構成されている。なお同図5図中では、受液器、ドライヤ、アキュムレータ等を省略している。

(16)

次に前記蒸気圧縮式冷凍装置の作用を説明する。主冷媒回路において、主圧縮機(1)を出た高圧高圧の冷媒ガスが凝縮器(2)を通るとき放熱して凝縮液化し、低圧の液冷媒になって、熱交換器(3)に至り、副冷媒回路側に放熱し、より低圧の液冷媒になって、絞り装置(4)に至る。またここで減圧された冷媒が蒸発器(5)を通るとき周囲から熱を奪って蒸発気化し、主圧縮機(1)に戻つて、冷凍サイクルを完了する。同時に副冷媒回路において、副圧縮機(6)を出た高圧高圧の冷媒ガスが凝縮器(7)を通るとき放熱して凝縮液化し、液冷媒になって、絞り装置(8)に至る。またここで減圧された冷媒が熱交換器(3)に入り、さきに述べたように主冷媒回路の液冷媒から放熱して蒸発気化し、副圧縮機(6)に戻つて、冷凍サイクルを完了する。

次に前記第5図の蒸気圧縮式冷凍装置の効果を説明する。第6図は、副冷凍装置の主冷媒回路のモリエル線図である。ここでは蒸発圧力飽和温度、蒸発器(5)の出口部における過熱度、凝縮圧力飽和

(7)

温度、凝縮器(2)の出口部における過冷却度を前記第1図の冷媒回路の場合と同じにする。このとき主圧縮機(1)の入力は、 $(1_2 - 1_1)$ に主冷媒回路の冷媒循環量をかけた値(以下主冷媒循環量と称する)になる。第8図において、 $(1_1 - 1_7)$ のエントルピーに主冷媒循環量をかけて得られる熱量は、熱交換器(3)において主冷媒回路の液冷媒が副冷媒回路の冷媒により冷却される熱量である。そしてこの値が、同第6図のモリエル線図からも明らかのように、蒸発器(5)において周囲から奪うことができる熱量の値である。副冷媒回路は、その運転点の主冷媒回路に対して独立している。即ち、副冷媒回路では、冷媒を主冷媒回路の冷媒と同じにする必要はなく、さらに蒸発圧力飽和温度を主冷媒回路の蒸発圧力飽和温度に対して十分に高い温度にすることができる。従つて副冷媒回路の成績係数を、主冷媒回路の成績係数よりも十分に大きなものにすることができる。即ち、蒸発器(8)において周囲から奪う熱量のうち、 $(1_1 - 1_7)$ に主冷

(8)

媒循環量をかけた値の熱量に対しては成績係数を高くすることができる。つまり、より少量の入力によつて冷凍能力を向上させることができる。従つて全体としては前記第1図の冷媒回路に比べて成績係数を高くすることができる。

次に前記効果を具体的に説明する。主冷媒回路では、冷媒に前記従来の場合と同様、R 502を使用する。また副冷媒回路では、前記第1図の場合と同様、凝縮圧力飽和温度に4.5℃をとり、蒸発圧力飽和温度に-4.0℃をとることとする。また凝縮器(2)を出た冷媒の過冷却度を3.4℃とする。即ち、熱交換器(3)の入口部における液冷媒の温度を4.2℃とする。また蒸発器(5)の出口部におけるガス冷媒の過熱度を5.4℃として考える。即ち、蒸発器(5)の出口部におけるガス冷媒の温度を-3.5℃とする。さらに熱交換器(3)の出口部における液冷媒の温度が1.0℃になるものとする。この場合第6図のモリエル線図において、

$$1_1 = 112.46 \text{ kcal/kg}$$

(9)

$$1_2 = 131.35 \text{ kcal/kg}$$

$$1_3 = 143.25 \text{ kcal/kg}$$

$$1_7 = 102.83 \text{ kcal/kg}$$

になる。ここで蒸発器(5)を通るとき周囲から奪うことのできる熱量は、 $(1_2 - 1_7)$ に主冷媒循環量をかけた値である。また熱交換器(3)を通るとき副冷媒回路側に放熱する熱量は、 $(1_1 - 1_7)$ に主冷媒循環量をかけた値である。また主冷媒回路での主圧縮機(1)の入力は、 $(1_3 - 1_2)$ に主冷媒循環量をかけた値である。一方、副冷媒回路では、冷媒にR 22を使用する。また副冷媒回路では、主冷媒回路と同様、凝縮圧力飽和温度に4.5℃をとり、蒸発圧力飽和温度に0℃をとることとする。また凝縮器(7)を出た冷媒の過冷却度を3.4℃とする。即ち、絞り装置(8)の入口部における液冷媒の温度を4.2℃とする。さらに熱交換器(3)に逆流方式のものを使用すると、熱交換器(3)の出口部におけるガス冷媒の温度が最高では主冷媒回路における熱交換器(3)の入口部の温度である、4.2℃まで

(10)

上昇するが、これほどまでガス冷媒の温度を上昇させると熱交換器(3)が大きくなるので、ここでは熱交換器(3)の副冷媒回路側出口のガス冷媒の温度が20℃まで上昇する熱交換器(3)を使用する。この場合第7図のモリエール図において、

$$t_{11} = 113.45 \text{ kcal/kg}$$

$$t_{12} = 152.49 \text{ kcal/kg}$$

$$t_{13} = 160.73 \text{ kcal/kg}$$

になる。この副冷媒回路の成績係数 (η') は、

$$\eta' = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{13} - t_{12}} = \frac{152.49 - 113.45}{160.73 - 152.49} = 4.738$$

になる。即ち、熱交換器(3)において、主冷媒回路から奪う熱量を1とすると、副圧縮機(6)の入力は $\frac{1}{4.738}$ である。以上により主冷媒回路において、蒸発器(5)を通るとき周囲から奪う熱量を1とすると、主圧縮機(1)の入力は $\frac{13 - 12}{12 - 17}$ であり、熱交換器(3)を通るとき副冷媒回路側へ放熱する熱量、即ち、副冷媒回路が主冷媒回路から奪う熱量は $\frac{11 - 17}{12 - 17}$ になる。このとき副圧縮機(6)の入力は

83

す他の実施例により説明すると、(1)が主圧縮機、(2)が凝縮器、(3)が熱交換器、(4)が絞り装置、(5)が蒸発器、(9)が気液熱交換器で、これらの主圧縮機(1)と凝縮器(2)と熱交換器(3)と絞り装置(4)と蒸発器(5)と気液熱交換器(9)とで主冷媒回路が構成されている。また(6)が副圧縮機、(7)が凝縮器、(8)が絞り装置で、上記熱交換器(3)とこれらの副圧縮機(6)と凝縮器(7)と絞り装置(8)とで副冷媒回路が構成されている。なお同第8図中では、受液器、ドライヤ、アキュムレータ等を省略している。

次に前記蒸気圧縮式冷凍装置の作用を説明する。主冷媒回路において、主圧縮機(1)を出た高温高圧の冷媒ガスが凝縮器(2)を通るとき放熱して凝縮液化し、低温の液冷媒になつて、熱交換器(3)に至り、副冷媒回路側へ放熱し、より低温の液冷媒になつて、気液熱交換器(9)に至り、主冷媒回路の吸入ガスに熱を奪われ、より一層低温の液冷媒になつて、絞り装置(4)に至る。またここで減圧された冷媒が蒸発器(5)を通るとき周囲から熱を奪い蒸発気化し

83

特開256-20960(4)

$\frac{1}{\eta'} \times \frac{t_1 - t_7}{t_2 - t_7}$ である。成績係数 (η_2) は全入力に対する有効熱量、ここでは蒸発器(5)を通るとき周囲から奪う熱量であるので、

$$\begin{aligned} \eta_2 &= \frac{1}{\frac{t_2 - t_2}{t_2 - t_7} + \frac{1}{\eta'} \times \frac{t_1 - t_7}{t_2 - t_7}} \\ &= \frac{t_2 - t_7}{t_2 - t_2 + \frac{t_1 - t_7}{\eta'}} \\ &= \frac{131.35 - 102.83}{143.36 - 131.35 + \frac{112.46 - 102.83}{4.738}} \\ &= \frac{28.52}{14.0325} \end{aligned}$$

$$= 2.032$$

になる。この値は、第1図の冷媒回路の成績係数1.574に対して約29%大きい値であり、第3図の冷媒回路の成績係数1.797に対しても約13%大きい値である。

次に本発明の蒸気圧縮式冷凍装置を第8図に示

84

て気液熱交換器(9)に入る。ここではさきに述べたように熱交換器(3)から絞り装置(4)に向う液冷媒から熱を奪つて、加熱され、主圧縮機(1)に戻つて、冷凍サイクルを完了するようになつている。一方、副冷媒回路の作用はさきに述べた通りである。

次に前記第8図の蒸気圧縮式冷凍装置の効果を説明する。第9図は、副冷媒装置の主冷媒回路のモリエール図である。ここでは蒸発圧力飽和温度、蒸発器(5)の出口部における過熱度、凝縮圧力飽和温度、凝縮器(2)の出口部における過冷却度を前記第3図の冷媒回路の場合と同じにする。気液熱交換器(9)に入る液冷媒の温度は、気液熱交換器(9)において副冷媒回路側から奪われる熱分だけ第3図の冷媒回路に比べて低いため、主圧縮機(1)が吸入する冷媒ガスのエンタルピーも通常に低くなる。これは、第3図の冷媒回路の場合、主圧縮機(1)が吸入する冷媒ガスの温度が最高では凝縮器(2)の出口における液冷媒の温度まで上昇するのに對して、第8図の主冷媒回路の場合、最高でも熱交換器(3)の

84

出口における液冷媒の温度にしか上昇しないためである。しかしこれは、気液熱交換器(8)の性能にもよるので、ここでは主圧縮機(11)が吸入する冷媒ガスのエンタルピを、第3図の冷媒回路の場合と同じにする。このとき吐出ガスのエンタルピも第3図の冷媒回路の場合と同じになるので、主圧縮機(11)の入力は、 $(i_8 - i_5)$ に主冷媒循環量をかけた値になつて、第3図の冷媒回路の場合と同じになる。第9図において、 $(i_1 - i_7)$ のエンタルピ差に主冷媒循環量をかけて得られる熱量が副冷媒回路により冷却される熱量である。そしてこの値が、蒸発器(5)において周囲から奪うことができる熱量の値である。 $(i_7 - i_8)$ に主冷媒循環量をかけて得られる熱量が、気液熱交換器(8)において液冷媒が失う熱量であるため、 $(i_7 - i_8)$ は $(i_5 - i_8)$ に等しい。従つて蒸発器(5)において周囲から奪う熱量は、 $(i_8 - i_5)$ に主冷媒循環量をかけた値であるが、これは $(i_5 - i_7)$ に主冷媒循環量をかけた値に等しい。このうち、 $(i_1 - i_7)$ に主

89

冷媒循環量をかけて得られる熱量については、すでに述べたように高い成績係数になる。また $(i_5 - i_1)$ に主冷媒循環量をかけて得られる熱量は、第3図の冷媒回路の冷凍能力に相当する値であるので、全体としては成績係数を第3図の冷媒回路に比べて高くすることができる。

次に前記効果を具体的に説明する。主冷媒回路では、冷媒に前記第5図の場合と同様、R 502を使用する。また同主冷媒回路では、前記第5図の場合と同様、蒸発圧力飽和温度に4.5℃をとり、蒸発圧力飽和温度に-4.0℃をとることとする。また蒸発器(2)を出た冷媒の過冷却度を3 deg とする。また蒸発器(5)の出口部におけるガス冷媒の過熱度を5 deg として考える。さらに熱交換器(3)の出口部における液冷媒の温度が1.0℃になるものとする。熱交換器(3)の出口部における液冷媒の温度をこのようにすることにより、主圧縮機(11)への吸入ガスの温度が最高でも1.0℃にしかならないため、第3図の冷媒回路のように圧縮機(6)への吸

88

入ガスの温度が2.0℃になることはない。ここでは主圧縮機(11)への吸入ガスの温度が0℃になるものとする。この場合第9図のモリエール線図において、

$$\begin{aligned} i_1 &= 112.46 \text{ kcal/kg} \\ i_2 &= 131.35 \text{ kcal/kg} \\ i_5 &= 136.73 \text{ kcal/kg} \\ i_8 &= 150.88 \text{ kcal/kg} \\ i_7 &= 102.83 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

になる。蒸発器(5)において周囲から奪う熱量は、 $(i_8 - i_5)$ に主冷媒循環量をかけた値であるが、この値はさきに述べたように $(i_5 - i_7)$ に主冷媒循環量をかけた値に等しい。また主冷媒回路において、主圧縮機(11)の入力は、 $(i_8 - i_5)$ に主冷媒循環量をかけた値である。一方、副冷媒回路は、前記第5図の場合と同じにする。このときの副冷媒回路側の成績係数 (η') はすでに述べたように $\eta' = 4.738$ になり、熱交換器(3)において主冷媒回路から奪う熱量を1とすると、副圧縮機(6)の入力は

87

$\frac{1}{\eta'}$ 、即ち、 $\frac{1}{4.738}$ である。以上により主冷却回路において、蒸発器(5)を通るとき周囲から奪う熱量を1とすると、主圧縮機(11)の入力は $\frac{i_8 - i_5}{i_5 - i_7}$ であり、熱交換器(3)において副冷媒回路側へ放熱する熱量、即ち、副冷却回路が主冷媒回路から奪う熱量は $\frac{i_1 - i_7}{i_5 - i_7}$ になる。このとき副圧縮機(6)の入力は $\frac{1}{\eta'} \times \frac{i_1 - i_7}{i_5 - i_7}$ である。全体としての成績係数 (η_d) は、全入力に対する有効熱量、ここでは蒸発器(5)を通るとき周囲から奪う熱量であるので、

$$\begin{aligned} \eta_d &= \frac{1}{\frac{i_8 - i_5}{i_5 - i_7} + \frac{1}{\eta'} \times \frac{i_1 - i_7}{i_5 - i_7}} \\ &= \frac{i_5 - i_7}{i_8 - i_5 + \frac{i_1 - i_7}{\eta'}} \\ &= \frac{136.73 - 102.83}{150.88 - 136.73 + \frac{112.46 + 102.83}{4.738}} \\ &= \frac{33.90}{16.1823} \\ &= 2.095 \end{aligned}$$

88

になる。この値は、第1図の冷媒回路の成績係数1.574に対して約3.3倍大きい値、第3図の冷媒回路の成績係数1.797に対して約1.7倍大きい値であり、第5図の冷媒回路の成績係数2.032に対しても約3.3倍大きい値である。

以上本発明を実施例について説明したが、勿論本発明はこのような実施例にだけ局限されるものではなく、本発明の精神を逸脱しない範囲内で種々の設計の改変を施しうるものである。例えば第5図及び第8図の実施例では、副冷媒回路にも主冷媒回路と同様、蒸気圧縮式冷凍装置を使用しているが、副冷媒回路は蒸気圧縮式冷凍装置である必要はなく、吸収式冷凍装置等にも替え得る。また本発明の蒸気圧縮式冷凍装置は、多段圧縮冷凍装置、多元冷凍装置の各サイクル、混合冷媒冷凍サイクル等にも適用可能である。

4. [図面の簡単な説明]

第1図は従来の蒸気圧縮式冷凍装置の一例を示す冷媒回路図、第2図はそのモリエル線図、第3

図

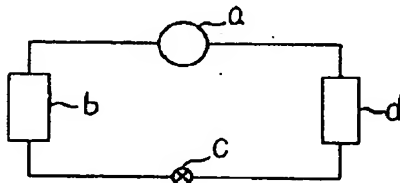
特開昭56-20960(6)
図は従来の蒸気圧縮式冷凍装置の他の例を示す冷媒回路図、第4図はそのモリエル線図、第5図は本発明に係る蒸気圧縮式冷凍装置の一実施例を示す冷媒回路図、第6図はその主冷媒回路のモリエル線図、第7図はその副冷媒回路のモリエル線図、第8図は本発明に係る蒸気圧縮式冷凍装置の他の実施例を示す冷媒回路図、第9図はその主冷媒回路のモリエル線図である。

(2)....凝縮器、(3)(6)(7)(8)....冷凍装置、(4)....絞り装置。

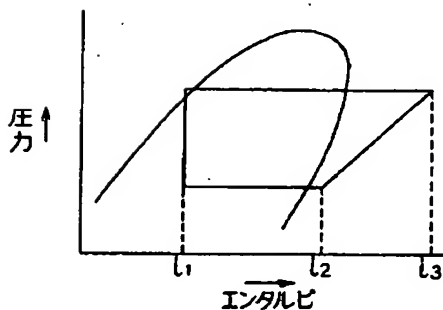
代理人 弁護士 岡本重文

外2名

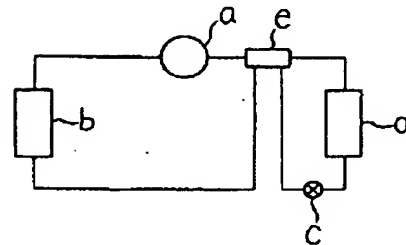
第1図



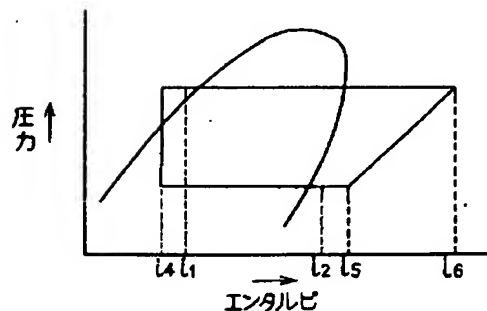
第2図



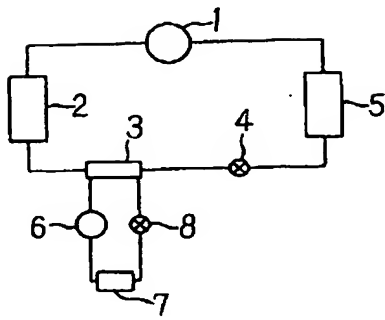
第3図



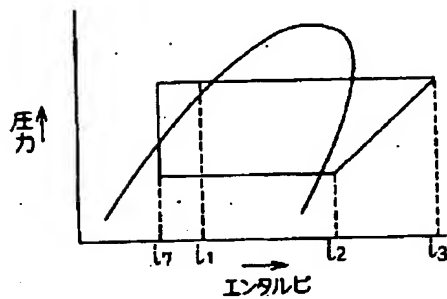
第4図



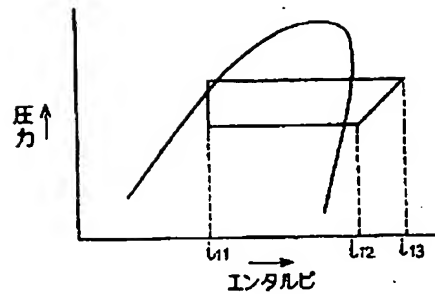
第5図



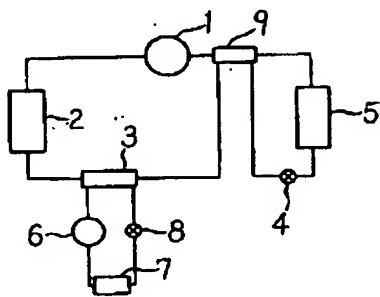
第6図



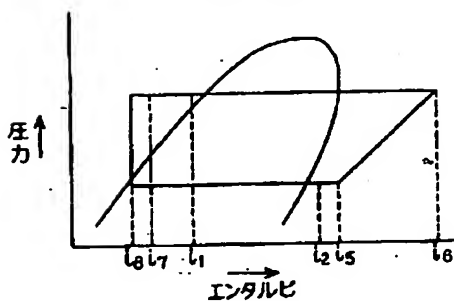
第7図



第8図



第9図



手続補正書

昭和54年12月3日

特許庁長官 川原 龍雄 殿

1. 事件の表示

昭和54年特許願第96674号

2. 発明の名称 蒸気圧縮式冷凍装置

3. 補正をする者

事件との関係 特 許 出 願 人

名 称 (620) 三菱重工業株式会社

4. 復 代 理 人

住 所 〒105 東京都港区虎ノ門一丁目2番29号 TEL(501)2809
虎ノ門産業ビル

氏 名 弁護士 岡 本 重 文
(6208) 外2名

5. 補正命令の日付 昭和(自年)月 日

6. 補正の対象

明細書中「発明の詳細な説明」の欄



7. 補正の内容

明細書中

- (1) 第3頁第15行の「 $(i_1 - i_2)$ 」を「 $(i_1 - i_2)$ 」に、第4頁第15行の「 -45°C 」を「 -40°C 」に、第5頁第9行の
- $$q_1 = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2} = \frac{13135 - 11246}{14335 - 13135} = 1574$$
- を
- $$q_1 = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2} = \frac{13135 - 11246}{14335 - 13135} = 1574$$
- に、

第6頁第15行の「蒸発機(2)」を「蒸発器(2)」に、同頁第14行の「蒸発器(5)が主冷媒回路が」を「蒸発器(5)と主冷媒回路が」に、同頁第17行の「蒸発機(2)」を「蒸発器(2)」に、第7頁第4行の「化し、低温の液冷媒になつて、」を「化し、液冷媒になつて、」に、第8頁第9行の「この値が」を「この値も」に、同頁第18行の「蒸発器(8)」を「蒸発器(5)」に、第10頁第10行及び第11行(2箇所)の「副冷却回路」を「副冷媒回路」に、第13行の「化し、低温の液

(2)

特開昭56-20960(8)

冷媒になつて、」を「化し、液冷媒になつて、」に、第15頁第12行の「値が、蒸発器(5)」を「値も、蒸発器(5)」に、第18頁初行乃至第2行及び同頁第5行(2箇所)の「冷却回路」を「冷媒回路」に、それぞれ補正します。

(3)